

ゴムねじり振動ダンパの温度依存性を考慮した ディーゼルエンジンクランク軸系のねじり振動数値計算

本田 康裕*・児玉 知明**・下山田邦夫***・若林 克彦****

A Numerical Calculating Method for Torsional Vibration of Diesel Engine Crankshaft by Considering Temperature Dependency of Rubber Torsional Vibration Dampers

By Yasuhiro Honda*, Tomoaki Kodama**, Kunio Shimoyamada*** and Katsuhiko Wakabayashi****

Synopsis: The transition matrix method mentioned in the previous paper is the most useful method to investigate the influence of the temperature dependency of a rubber damper on the torsional vibration of a crankshaft. The temperature dependency of the damper rubber can be estimated with the three-elemental model.

By using the elemental values of the model at various temperatures, the relation between the temperature dependency of dynamic characteristics of the different shaped dampers and the torsional vibration was analysed.

要旨：ねじり振動低減対策に用いられているせん断型ゴムねじり振動ダンパの動的特性は、振幅、周波数、ひずみ速度をはじめ温度に大きく影響される。なかでも、温度によるダンパゴム部の動的特性の変化は複雑で不明な点が多い。これまでのねじり振動予測計算法では、温度による複雑な動的特性を十分に考慮しないで解析しているので、満足できる計算精度が得られない。

本研究では、高速ディーゼルエンジン用ゴムダンパを対象として、ダンパゴムの温度を変化させてダンパの単体試験をもとにして、その特性を調査し特性評価モデルを案出する。次に、単体実験と同じ温度条件下でダンパゴム部を加熱して、実機装着運転を行い、ねじり振動角変位振幅の測定を行った。これより、ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動特性を調査する。さらに、推移マトリックス法 (Transition Matrix Method) を導入したねじり振動解析法により数値計算結果と実験結果を比較し、ダンパゴム部の温度依存性を考慮した特性評価モデルより得られるダンパゴム部の動的特性値に検討を加えた。

1. ま え が き

自動車用高速ディーゼルエンジンは高過給化に伴って

*工学部機械工学科 助教授 工学博士
Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering. Associate Professor, Dr. of Engineering.

**工学部機械工学科 技手
Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering. Technical Staff.

***工学部機械工学科 助教授
Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering. Associate Professor.

****工学部機械工学科 教授 工学博士
Dept. of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering. Professor, Dr. of Engineering.

クランク軸系の起振力が増大して従来より大きなねじり振動が発生し設計上厳しくなっている。また、そのねじり振動低減対策に用いられているねじり振動ダンパの要求性能が高まるにつれて設計段階でダンパ装着クランク軸系の振動計算精度を向上させる必要がある。しかし、ねじり振動低減対策に用いられているせん断型ゴムねじり振動ダンパ(以下、ゴムダンパと呼ぶ)の動的特性は、振幅、周波数、ひずみ速度をはじめ温度に大きく影響される^{(1)~(8)}。なかでも、温度によるダンパゴム部の動的特性の変化は複雑で不明な点が多い。これまでのねじり振動予測計算法では、温度による複雑な動的特性を十分に考慮しないで解析しているので、満足できる計算精度が得られない。

そこで、本研究では、高速ディーゼルエンジン用ゴ

ムダンパを対象として、ダンパゴムの温度を変化させてダンパの単体試験をもとにして、その特性を調査し特性評価モデルを案出する。次に、単体実験と同じ温度条件下でダンパゴム部を加熱して、実機装着運転を行い、ねじり振動角変位振幅の測定を行った。これより、ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動特性を調査する。次に、数値計算手法としてティラー級数を間接使用したOne-Step 数値計算法の一種である推移マトリックス法 (Transition Matrix Method)^{(9)~(17)}を導入したねじり振動解析法により得られた数値計算結果と実験結果を比較し、ダンパゴム部の温度依存性を考慮した特性評価モデルより得られるダンパゴム部の動的特性値に検討を加える。

2. 記号の定義

本論文中で用いる主な記号を以下に示す。

a_0	: 平均トルク Nm	j	: $\sqrt{-1}$
$a_{i/2}$: 合成トルクの $i/2$ 次成分 Nm	$K_{,T}$: ある温度におけるねじりこわさ Nm/rad
C	: 減衰係数 Nms	$K_{,T^*}$: ある温度における複素ねじりこわさ Nm/rad
$C_{d,T}$: ある温度におけるダンパゴム部の相対速度比例の減衰係数 Nms	$K_{1,T}, K_{2,T}$: ある温度におけるばね要素のねじりこわさ Nm/rad
$C_{de,T}$: 実機装着実験より得られるダンパゴム部の減衰係数 Nms	$K_{d,T}$: ある温度におけるダンパゴム部のねじりこわさ Nm/rad
C_m	: m 番目質量の絶対速度比例の粘性減衰係数 Nms	$K_{de,T}$: 実機装着実験より得られるダンパゴム部のねじりこわさ Nm/rad
C'_m	: m 番目質量の相対速度比例の粘性減衰係数 Nms	K_m	: m 番目質量のクランク軸のねじりこわさ Nm/rad
D	: シリンダ直径 m	K_s	: 静的ねじりこわさ Nm/rad
F	: ダンパに作用する力 N	$K_{s,T}$: ある温度における静的ねじりこわさ Nm/rad
F^*	: ダンパに作用する複素力 N	$K_{,T}(\omega)$: ある温度における貯蔵ねじりばねこわさ Nm/rad
$F_m(t)$: m 番目質量に作用する合成トルク Nm	l	: 接着面間距離 m
G	: 横弾性係数 Pa	M	: こわさの動倍率
h	: ステップサイズ	M_{rec}	: 往復運動部質量 kg
I_x	: 断面二次極モーメント m^4	P_1, P_2	: 荷重 N
i_x	: 断面二次極半径 m	$P(\omega t)$: シリンダ内ガス圧力 Pa
$i/2$: 4 サイクルエンジンのねじり振動次数 ($i=1, 2, 3, \dots$)	R	: 慣性モーメント比 ($=J_d/J_e$)
i	: ティラー級数の階数	r	: クランク半径 m
J	: 慣性モーメント kgm^2	t	: 時間 s
J_d	: ダンパ慣性リングの慣性モーメント kgm^2	t_1	: 抜荷時間 s
J_e	: エンジンの慣性モーメント kgm^2	T_0	: 初期トルク Nm
J_h	: ダンパハウジングの慣性モーメント kgm^2	U	: 形状係数
J_m	: m 番目質量の慣性モーメント kgm^2	U_d	: ゴムダンパの形状係数
		V	: ゴム容積 m^3
		x	: ゴムの変位量 m
		x^*	: ゴムの複素変位 m
		$\delta(P_1), \delta(P_2)$: 変位量 m
		$\eta_{1,T}$: ある温度における減衰要素の粘性係数 Nms
		θ_d	: ダンパ慣性リング部でのねじり振動角変位振幅 rad
		θ_m	: m 番目質量のねじり実振幅 rad
		θ_p	: ダンパハウジング部でのねじり振動角変位振幅 rad
		$\theta(t)$: ねじり角変位 rad
		λ	: 傾斜率
		$\tau_{1,T}$: ある温度における時定数 ($=\eta_{1,T} / (K_{1,T}+K_{2,T}) / (K_{1,T} \cdot K_{2,T})$) s

- ψ_m : m 番目シリンダの 1 番目シリンダに対する着火位相角 rad
 $\psi'_{i/2}$: 合成トルクの $i/2$ 次成分の位相角 rad
 ω : クランク回転角速度 rad/s
 ϕ : ダンパ慣性リング部とダンパハウジング部の位相差 rad

マトリックスとベクトル

- C : 減衰マトリックス
 J : 慣性マトリックス
 J^{-1} : 逆慣性マトリックス
 K : 剛性マトリックス
 F : 合成トルクの列ベクトル
 θ : 角変位列ベクトル

添字

- d : ダンパ慣性リング部
 e : エンジン部
 F : フライホイール部
 G : クランク軸ギヤ部
 $h+P$: ダンパハウジング部
 m : 質量番号
 1~6 : クランクスロー番号

3. 供試ゴムダンパの諸元

供試ゴムダンパは通常供試エンジンクランク軸系に通常装着されているせん断型ゴムダンパ S^{(1)(3)~(7)}を基準として、ゴムの材質(天然ゴム)、スプリング硬さ(50),

慣性モーメント比(クランク軸系の有効慣性モーメントに対するダンパ慣性リング慣性モーメントの比 $R=J_d/J_e$ ただし $J_e=\sum J_m\theta_m^2$) およびダンパの形状係数 U_d が一定となるように設計した。すなわち、静的ねじりこわさ K_s は次式で与えられる。

$$K_s = G \cdot U_d \quad (1)$$

ダンパの形状係数 U_d が同一になるように設計することにより、ゴム形状に関わらず、おのこの供試ダンパの静的ねじりこわさを一定とすることができる。そこで、ゴム形状のみが異なるようにダンパ A, B では半径方向接着型、ダンパ C では軸方向接着型、ダンパ S では断面が逆 L 字型のダンパを試作した⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。ただし、ダンパ B はゴムの容積にも着目してダンパ S と同様になるようにした。Fig. 1 に供試ゴムダンパの断面形状および概略寸法を、Table 1 および 2 にダンパの主要諸元を示す。

4. 特性評価試験

天然ゴムの動的特性評価モデルを導くために、ゴム試験片単体を対象として各種特性評価試験を行い、その結果の考察より 3 要素マックスウェルモデルが適切であるとの報告を文献(16)~(18)で述べた。ここでは、ゴムダンパを対象として、ダンパゴム部および雰囲気温度を変化させ、以下に示すような同様の試験を行う^{(16)~(18)}。特性評価モデルとして 3 要素マックスウェルモデルが適切か再度検討する。

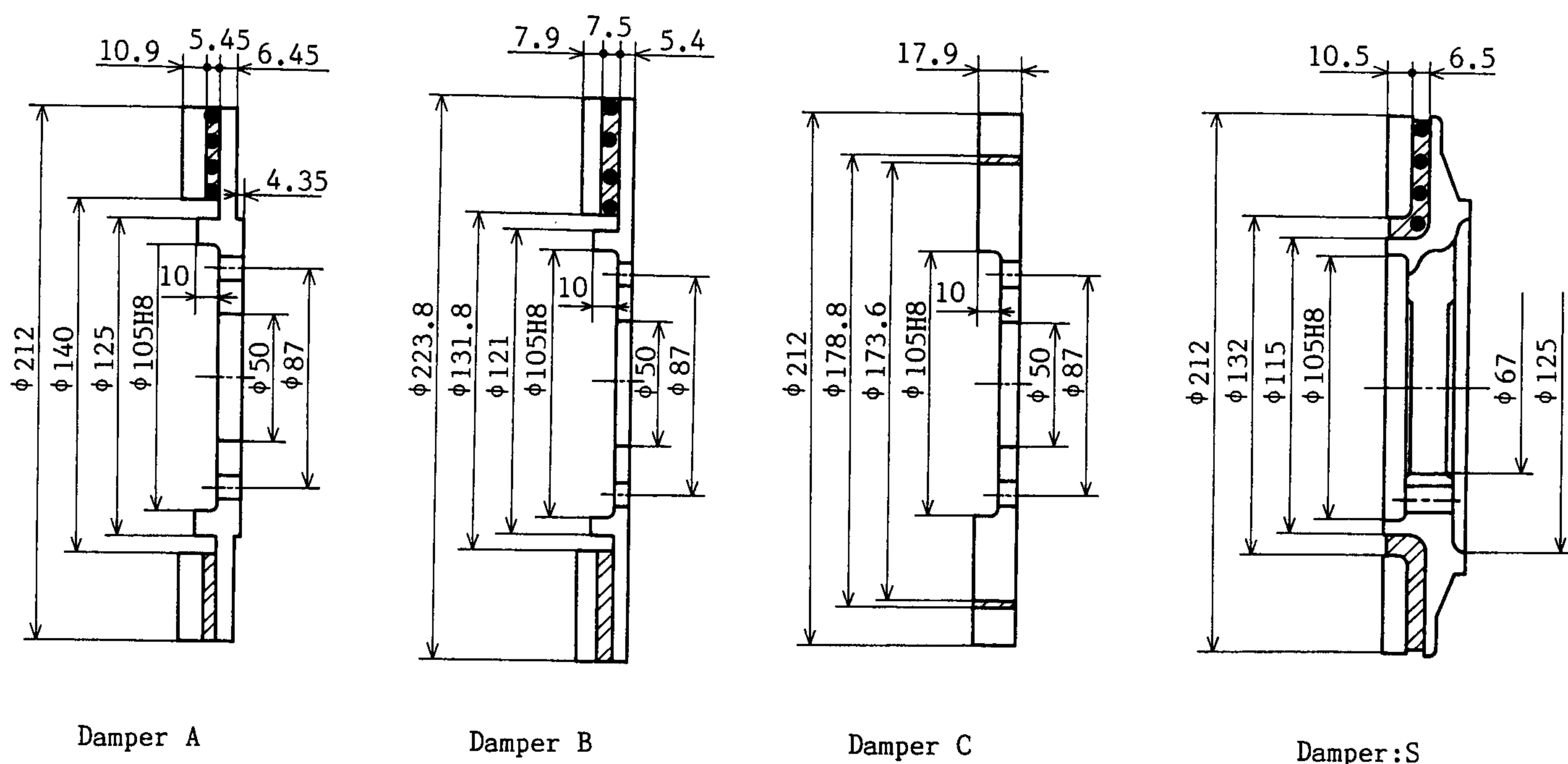


Fig. 1 Shape and Dimension of Test Rubber Dampers

Unit: mm

Table 1 Main Specifications of Test Rubber Damper [No. 1]

Name of dampers	Inertia moment of inertia ring J _d kgm ²	Inertia moment of damper housing J _h kgm ²
Damper A	1.374x10 ⁻²	1.134x10 ⁻²
Damper B	1.344x10 ⁻²	1.133x10 ⁻²
Damper C	1.374x10 ⁻²	1.151x10 ⁻²
Damper S	1.374x10 ⁻²	1.155x10 ⁻²

4.1 特性評価試験方法

4.1.1 静的ねじりこわさ試験

ダンパゴム部の温度および雰囲気温度を 303 K から 363 K まで 20 deg ごとに変化させ、JIS 規格（JIS K 6385）に従い実験を行う。予備実験として、30秒間一定のひずみ速度で荷重を与えていき、次の30秒間はそのまに保持し、その後の30秒で一定ひずみ速度で除荷する。これを 2 回繰り返した後、本試験に移り、一定ひずみ速度で荷重を与えダンパ慣性リング部とハウジング部の変位量と荷重を測定する。なお、温度の測定はダンパゴム部に深さを変えて埋め込んだ 4 点の C.C. 熱電対でゴム内部の温度を検出し、多打点式自動温度記録計で計測する。また、設定温度は、保温箱で囲われたゴムダンパを写真用電球で間接照射し、ゴム部および雰囲気温度が一致してから測定を開始する。これよりある温度における静的ねじりこわさは、次式により求まる。

$$K_{s,T} = \frac{P_2 - P_1}{\delta(P_2) - \delta(P_1)} \quad (2)$$

4.1.2 クリープ・クリープ回復試験

静的ばね定数試験と同様にダンパゴム部および雰囲気温度を変化させ実験を行う。ねじり試験機を用いてダンパ慣性リング部を固定し、ダンパハウジング部に瞬時に一定ねじりトルクが加わるように重錘を取り付ける。こ

の状態を10分間保持し、その後、瞬時に除荷する。その時のねじり角変位を電気式ダイヤルゲージにて検出し、抵抗線式静的ひずみ測定器を介して X-Y レコーダに記録する。

4.1.3 応力緩和試験

静的ねじりこわさ試験およびクリープ・クリープ回復試験と同様に温度を変化させて、一定時間内にダンパゴム部に定ひずみを与えた後、これを15分間保持した状態でのせん断応力を測定し、時間に対するせん断応力の変化を調べた。

4.2 特性評価試験結果

上述した試験結果の一例を Fig. 2 および Fig. 3 に示す。これよりダンパゴム部および雰囲気温度を高くすると測定時間に対する角変位も大きくなっている。これは、同一形状のダンパでも温度の違いによりダンパゴム

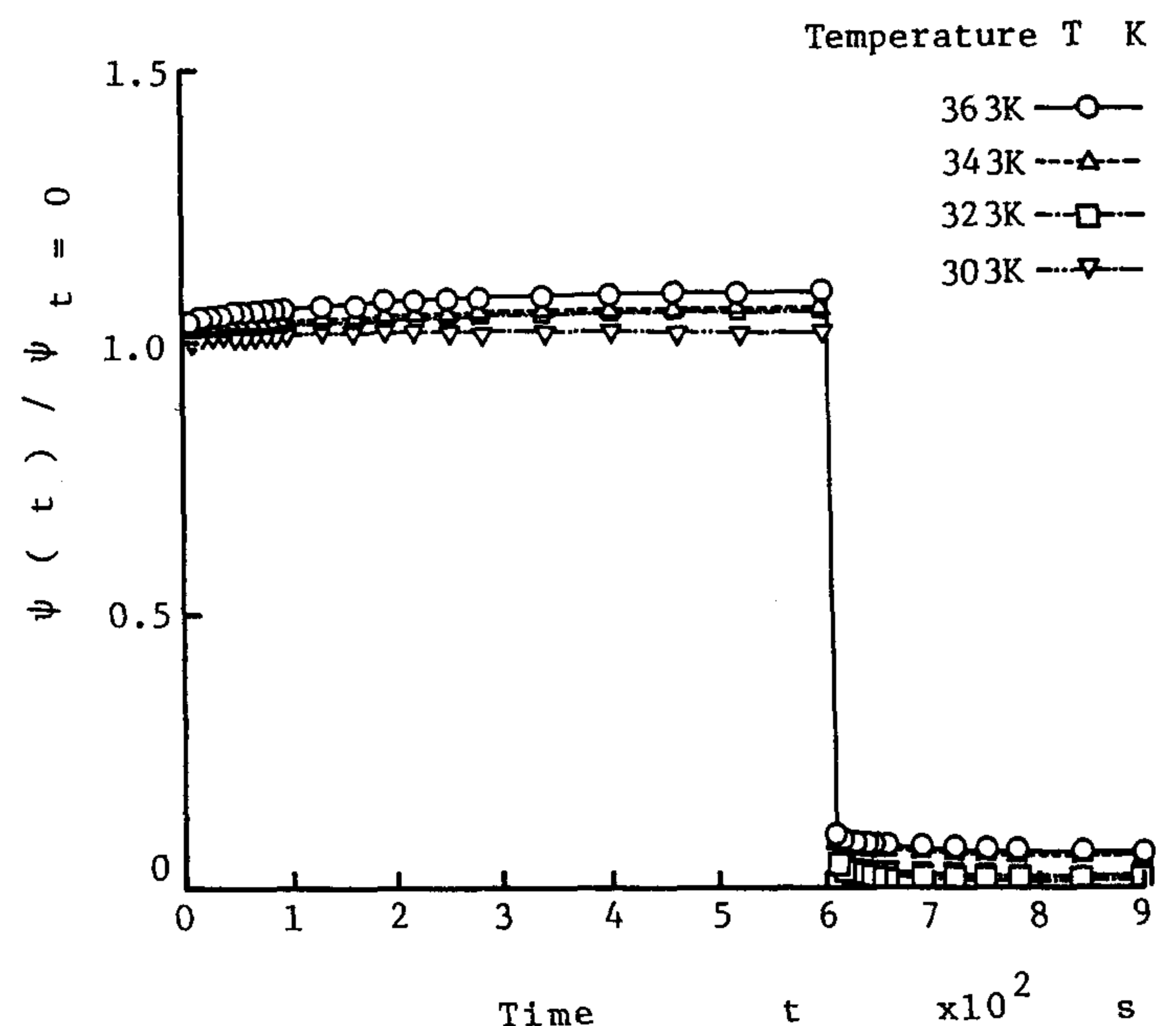


Fig. 2 Creep Curve Obtained from Creep Test (Damper B)

Table 2 Main Specifications of Test Rubber Damper [No. 2]

Damper name	Shape factor of damper rubber U _d m ³	Polar moment of area I _x m ⁴	Rubber volume V m ³	Area ratio U
Damper A	2.947x10 ⁻²	1.606x10 ⁻⁴	1.085x10 ⁻⁴	3.303
Damper B	2.889x10 ⁻²	2.167x10 ⁻⁴	1.966x10 ⁻⁴	3.067
Damper C	2.957x10 ⁻²	7.687x10 ⁻⁵	2.576x10 ⁻⁵	3.442
Damper S	2.946x10 ⁻²	1.970x10 ⁻⁴	1.966x10 ⁻⁴	3.517

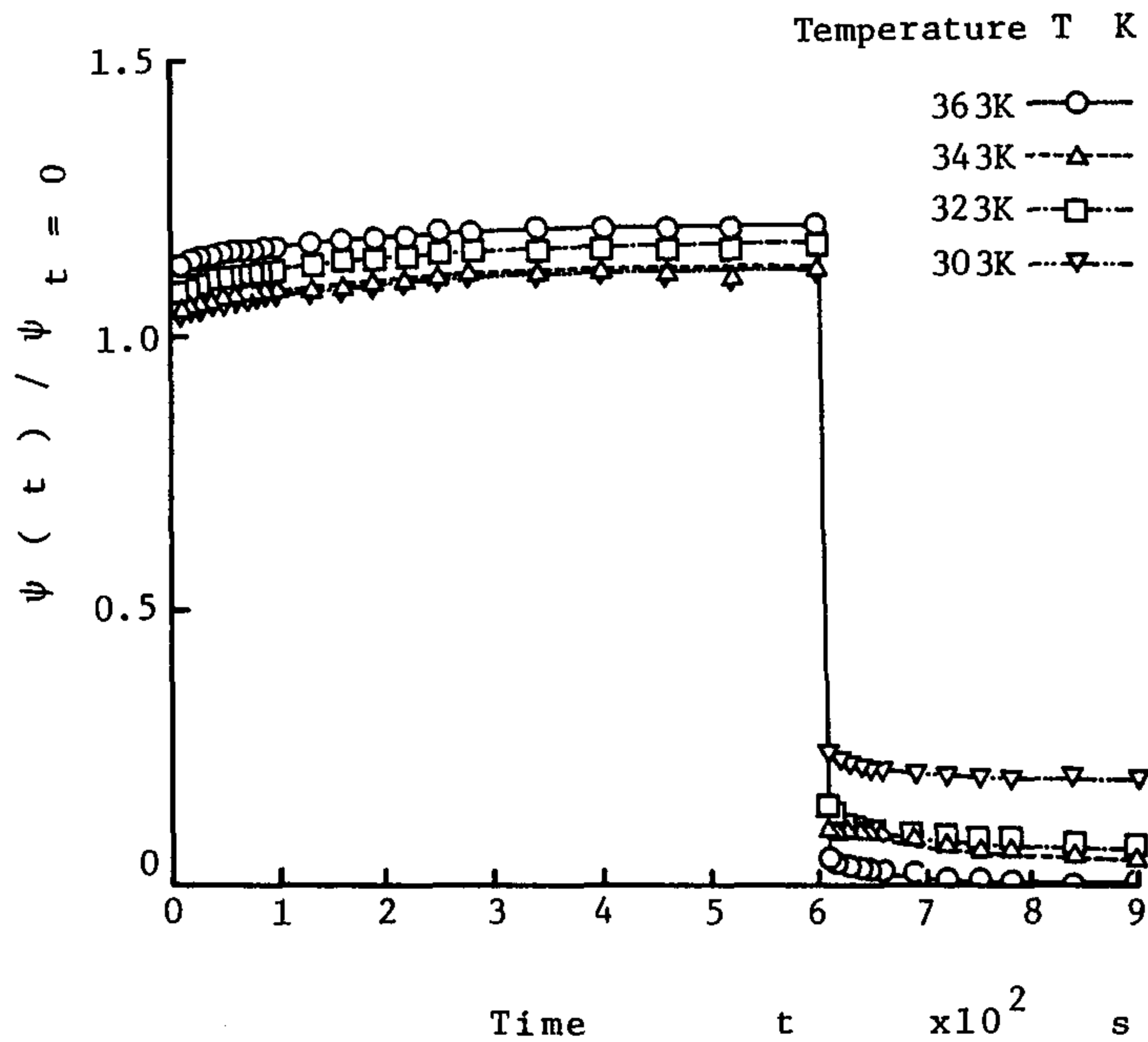


Fig. 3 Creep Curve Obtained from Creep Test (Damper S)

部の特性が変化していることを示している。また、ダンパ B, S を比較するとダンパ B では要素値 $K_{2,T}$ が小さく、ダンパ S では $K_{1,T}$ および $\tau_{1,T}$ が大きいことがわかる。要素値については後で詳しく述べる。

5. ダンパゴム部のモデル化

前述した特性評価試験の結果より、ダンパゴム部のモデルとして Fig. 4 に示すように 2 要素のマックスウェルモデル (Maxwell model) およびフォークトモデル (Voight model) が考えられる。しかし、応力緩和試験よりフォークトモデルでは、応力緩和曲線を表すことができず、さらにクリープ・クリープ回復曲線からマックスウェルモデルでは、クリープ・クリープ回復曲線を示すことができないことを確認した。このことより、ダンパゴム部の特性を示すモデルは多要素モデルであり、しかも、時刻 $t=0$ で加荷した時に生じるひずみが、有限値になっていることから、奇数個の要素で構成されるモデルであることがわかる。

5.1 モデルの決定および要素値・時定数の算出

Fig. 2 および Fig. 3 に示す温度変化に対するクリープ・クリープ回復曲線を示す近似モデルとして Fig. 5 に示すように 3 要素モデルが考えられる。このモデルのねじり角変位 $\theta(t)$ は、おのこの次式で表される。

フォークトモデル

$$\theta(t) = \frac{T_0}{K_{1,T} + K_{2,T}} \cdot \left[1 + \frac{K_{1,T}}{K_{2,T}} \cdot (1 - e^{-t/\tau_{1,T}}) \right] \quad 0 \leq t \leq t_1$$

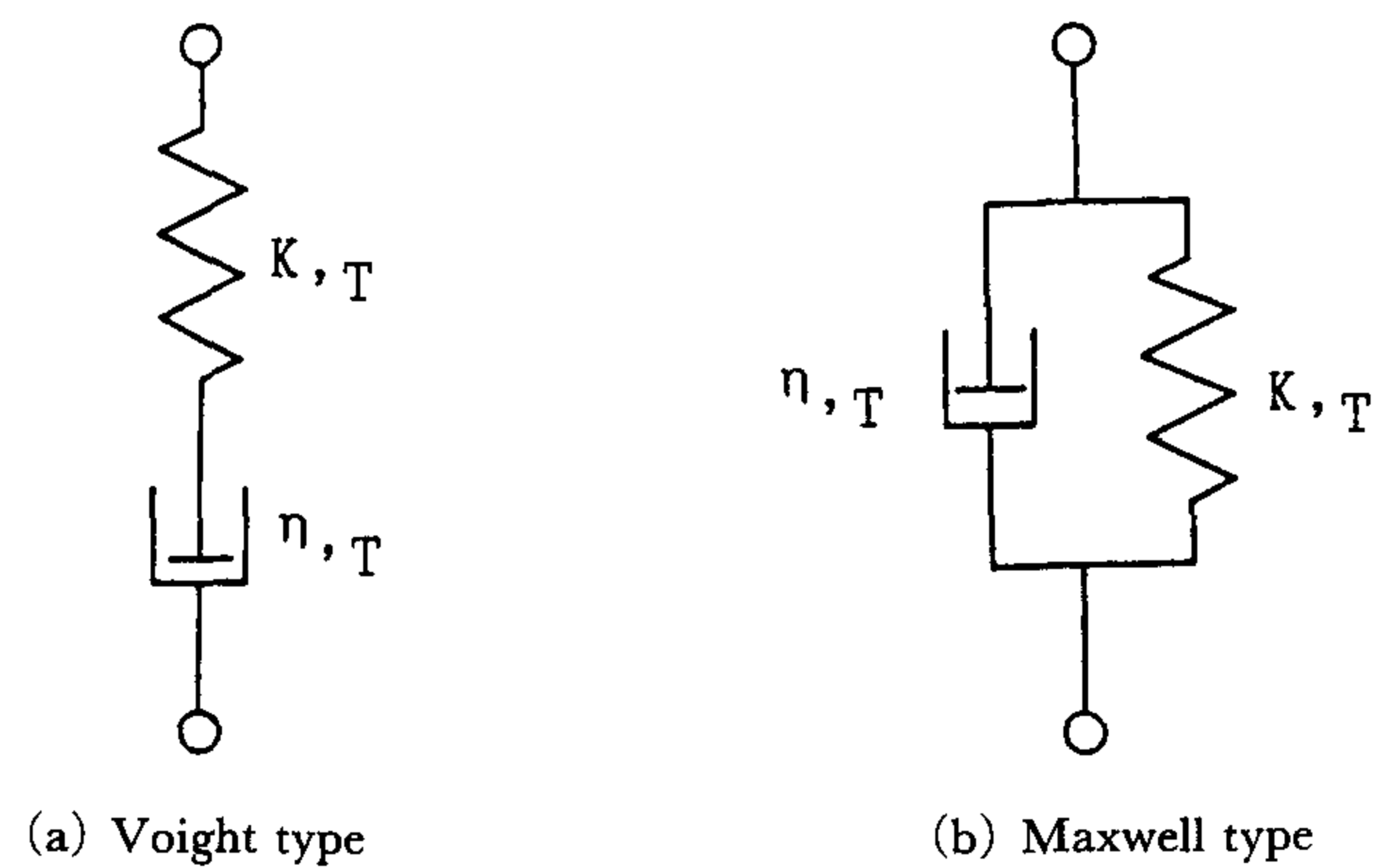


Fig. 4 Two-Elemental Models

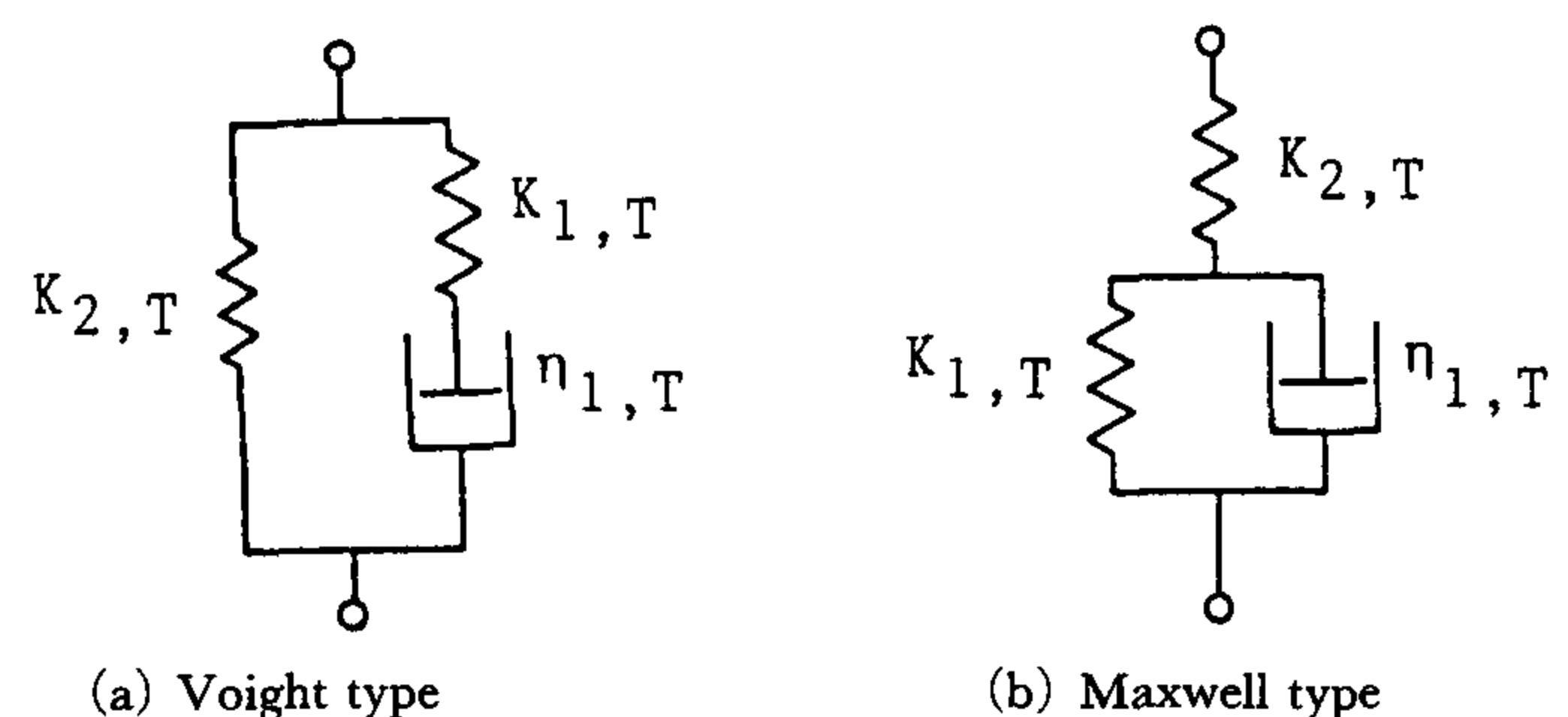


Fig. 5 Three-Elemental Models

$$\theta(t) = \frac{T_0}{K_{1,T} + K_{2,T}} \cdot \frac{K_{1,T}}{K_{2,T}} \cdot (1 - e^{-t/\tau_{1,T}}) \times e^{-(t-t_1)/\tau_{1,T}} \quad t \geq t_1 \quad (3)$$

マックスウェルモデル

$$\theta(t) = \frac{T_0}{K_{2,T}} \cdot \left[1 + \frac{K_{2,T}}{K_{1,T}} \cdot (1 - e^{-t/\tau_{1,T}}) \right] \quad 0 \leq t \leq t_1$$

$$\theta(t) = \frac{T_0}{K_{1,T}} \cdot (1 - e^{-t/\tau_{1,T}}) \cdot e^{-(t-t_1)/\tau_{1,T}} \quad t \geq t_1 \quad (4)$$

そこで、ある温度におけるダンパゴム部にねじりトルクを完全にかけるまでの時間を考慮するため、履歴積分を導入し Fig. 2 および Fig. 3 における各時刻とねじり角変位の値を代入することにより、モデルでの各要素値を算出する。また、その要素値より温度変化に対する静的ねじりこわさ $K_{s,T}$ を求めると式(5), (6)のようになる。

フォークトモデル

$$K_{s,T} = K_{1,T} + K_{2,T} \quad (5)$$

マックスウェルモデル

$$K_{s,T} = \frac{K_{1,T} \cdot K_{2,T}}{K_{1,T} + K_{2,T}} = \frac{K_{2,T}}{\left(1 + \frac{K_{2,T}}{K_{1,T}} \right)} \quad (6)$$

この値と特性評価試験の静的ねじりこわさ試験より求め

た値とを比較検討すると、Fig. 5(b)に示す3要素マックスウェルモデルで近似できることが、ゴムダンパについても確認された。

これらの結果をもとにモデルの各要素値を求め、設定温度の変化に対する3要素マックスウェルモデルの要素値をFig. 6に示す。

同図は303 Kのモデルの各要素値に対して、他の温度における要素値の増減を知るために、303 Kでの値に対する各温度での値の比を縦軸に示している。これより、モデルの各要素値の温度による変化をみると、ばね要素の一つ $K_{2,T}$ は他の要素値と比較して温度による変化は小さく、形状係数の大きいゴムダンパになるほどわずかに低下しているものの、温度依存性がきわめて少ない。 $K_{1,T}$ は各ゴムダンパとも温度の上昇とともに低下している。なかでも、ダンパBが最も変化が大きいことから、形状係数（荷重面積/自由表面積）が小さいほど $K_{1,T}$ の変化は大きくなることがわかる。また、粘性係数である $\eta_{1,T}$ と $K_{1,T}$ の比である時定数 $\tau_{1,T}(=\eta_{1,T}/K_{1,T})$ の温度による変化は、ダンパB、Sではほとんどみられないが、ダンパA、Cでは増加している。とくに、ダンパCのそれは急激に変化している。これは、温度の増加による時定数の変化は、ダンパの形状係数とゴム容積の大きさに起因しているとして、両係数によって表される下式で定義した新たな係数の大きさに関係して変化するものである。

$$\sqrt{U_d/V}=i_x/l \quad (7)$$

5.2 温度依存性を考慮した特性値の算出

Fig. 5(b)に示す3要素マックスウェルモデルのある温度におけるばね要素と減衰要素の関係から次式が成立する。

$$\frac{dF}{dt} \cdot \frac{1}{\tau_{1,T}} \cdot \left(1 + \frac{K_{2,T}}{K_{1,T}}\right) \cdot F = K_{2,T} \frac{dx}{dt} + \frac{K_{2,T}}{\tau_{1,T}} x \quad (8)$$

ここで、 $\tau_{1,T}=\eta_{1,T}/K_{1,T}$ で時定数を示す。上式を時間 t について解いて $x(t)$ に関して整理すると

$$x(t) = \left[\frac{1}{K_{1,T}^2} + \frac{1}{K_{1,T}(K_{1,T} + j\omega\tau_{1,T})} \right] \cdot F^* e^{j\omega t} \quad (9)$$

となる $x(t)=x \cdot e^{j\omega t}$ とすれば、このモデルの振動特性を示す複素ばね定数 $K_{T^*}(\omega)$ は次式のようにになる。

$$K_{T^*}(\omega) = K_{T^*}(\omega) + jK_{T^*}(\omega) \cdot \omega \quad (10)$$

したがって

$$K_{T^*}(\omega) = \frac{K_{1,T} \cdot K_{2,T} \cdot [K_{1,T} \cdot (1 + \omega^2 \cdot \tau_{1,T}^2) + K_{2,T} + jK_{2,T} \cdot \omega \cdot \tau_{1,T}]}{(K_{1,T} + K_{2,T})^2 + K_{1,T}^2 \cdot \omega^2 \cdot \tau_{1,T}^2} \quad (11)$$

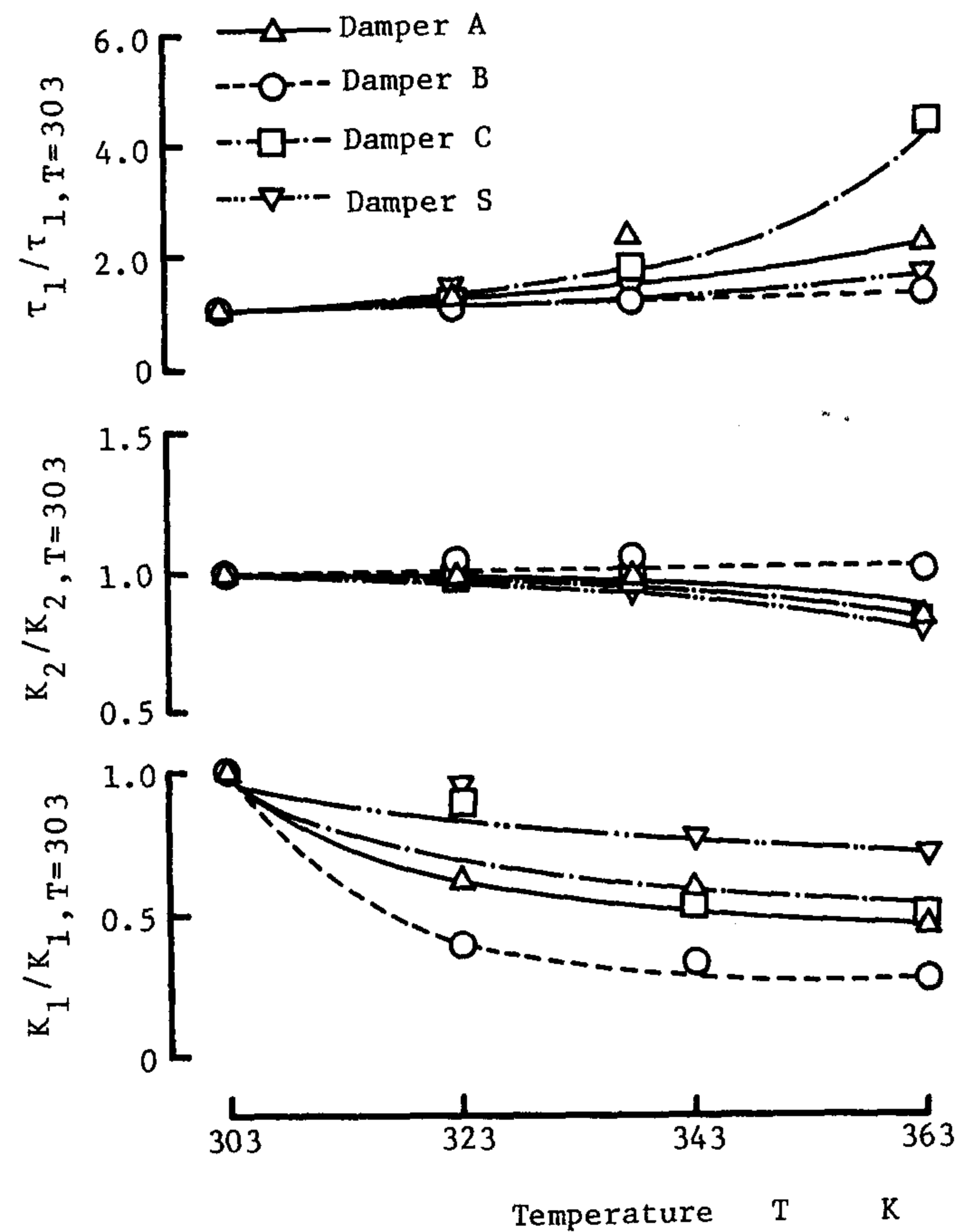


Fig. 6 Relationship Between Temperature and Elemental Value K_1 , K_2 , τ_1

これより、ある温度におけるダンパゴム部の動的ねじりこわさ $K_{d,T}$ および減衰係数 $C_{d,T}$ は

$$K_{d,T}(\omega) = \frac{K_{1,T} \cdot K_{2,T} \cdot [K_{1,T} \cdot (1 + \omega^2 \cdot \tau_{1,T}^2) + K_{2,T}]}{(K_{1,T} + K_{2,T})^2 + K_{1,T}^2 \cdot \omega^2 \cdot \tau_{1,T}^2} \quad (12)$$

$$C_{d,T}(\omega) = \frac{K_{1,T} \cdot K_{2,T}^2 \cdot \tau_{1,T}}{(K_{1,T} + K_{2,T})^2 + K_{1,T}^2 \cdot \omega^2 \cdot \tau_{1,T}^2} \quad (13)$$

となる。これより、温度依存性を考慮したダンパゴム部の動的ねじりこわさ $K_{d,T}$ および減衰係数 $C_{d,T}$ は周波数 ω の関数として与えられる。

6. 温度依存性を考慮したクラク軸系の数値計算法

前項で温度依存性を考慮したダンパゴム部の動的特性評価モデルとして、3要素マックスウェルモデルが適切であるとの結論に達したが、この妥当性を検討するために、ゴムダンパ装着クラク軸系のねじり振動計算法について、6シリンダ直列エンジンを対象として、本章で具体的に述べる。

6.1 数値計算振動モデル

Fig. 7に数値計算対象とした直列6シリンダ高速ディーゼルエンジンの等価ねじり振動系を示す。ここで、

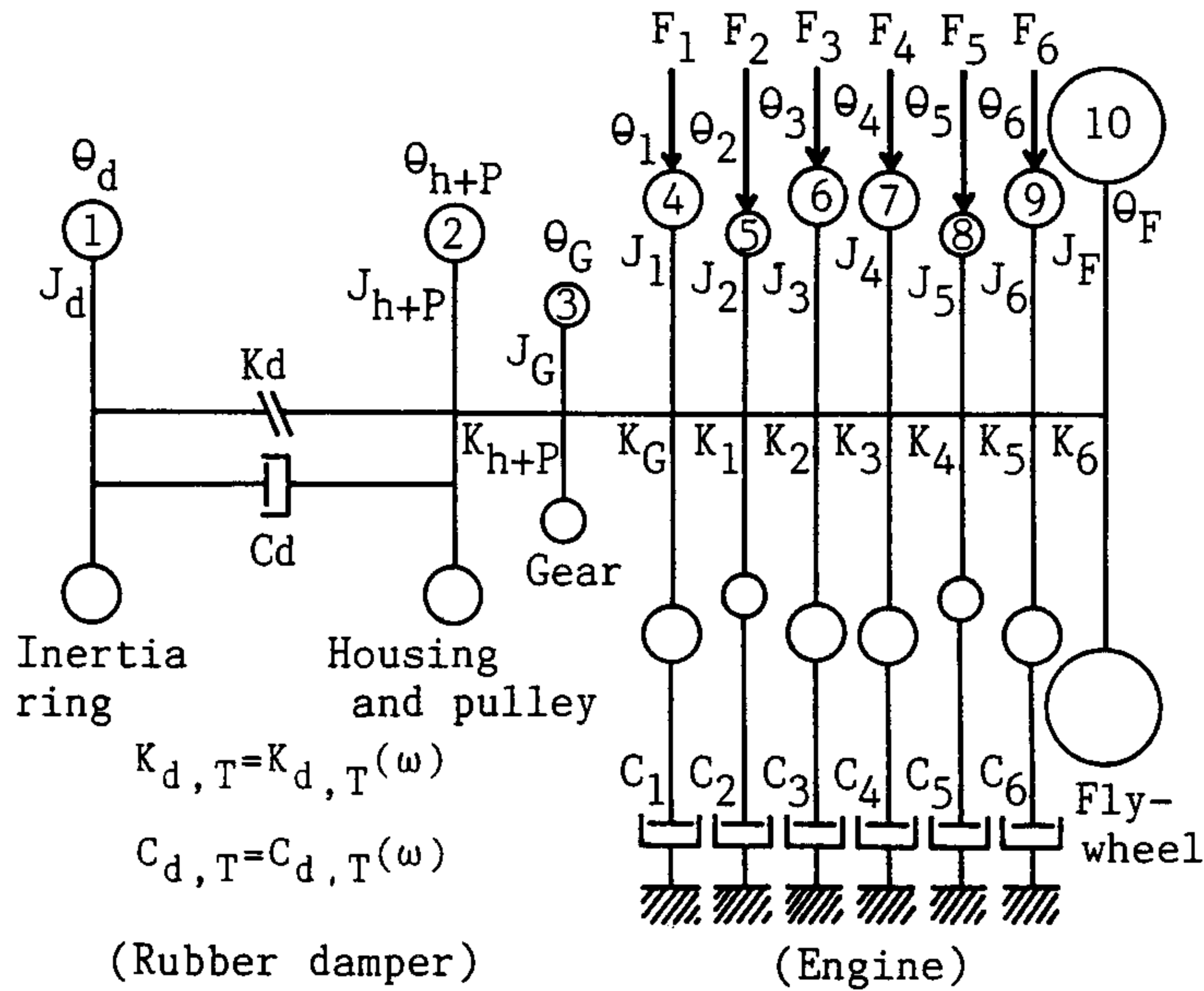


Fig. 7 Equivalent Torsional Vibration System of a Engine Crankshaft with Rubber Damper

J : 質点の慣性モーメント, K : ねじりこわさ, C : 減衰係数, F : 強制力, θ : ねじり角変位を示し, 添字の d : ダンパ慣性リング部, $h+p$: ダンパハウジングとプーリ, G : ギア, $1\sim 6$: シリンダ番号, F : フライホイールを示す。温度依存性を考慮したダンパゴム部の動的ねじりこわさ $K_{d,T}$ および減衰係数 $C_{d,T}$ は前述したように式(12)および(13)で与えられる。Table 3 に本供試エンジンのねじり振動等価系諸元を示す。

6.2 推移マトリックス法によるねじり振動計算

Fig. 7 に示すようなゴムダンパを装着した直列 6 シリンダ高速ディーゼルエンジンの等価ねじり振動系を対象として, 文献(9)~(15)を参照し, ティラー級数を間接使用した One-Step 数値計算法の一種である推移マトリックス法を導入したねじり振動のシミュレーション計算について, 本章で具体的に述べる。Fig. 7 の第 m 番目質量における運動方程式は次式のようにになる。

$$J_m \ddot{\theta}_m + C_m \dot{\theta}_m - K_{m-1} (\theta_{m-1} - \theta_m) + K_m (\theta_m - \theta_{m+1}) = F_m(t) \quad (14)$$

式(14)よりすべての質量 (質量数: 10) に関する運動方程式を考え, それらをマトリックス表示すると次のようになる。

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = F \quad (15)$$

ここで

$$J = \begin{bmatrix} J_d & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{h+p} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_F \end{bmatrix}$$

$C =$

$$K = \begin{bmatrix} K_{d,T} & -K_{d,T} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_{d,T} & K_{d,T} + K_{h+p} & -K_{h+p} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{h+p} & K_{h+p} + K_G & -K_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_G & K_G + K_1 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_1 & K_1 + K_2 & -K_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_2 + K_3 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_3 & K_3 + K_4 & -K_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_4 & K_4 + K_5 & -K_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_5 & K_5 + K_6 & -K_6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_6 & K_6 \end{bmatrix}$$

$$\theta = [\theta_d, \theta_{h+p}, \theta_G, \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_6, \theta_F]^T$$

$$\dot{\theta} = [\dot{\theta}_d, \dot{\theta}_{h+p}, \dot{\theta}_G, \dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \dots, \dot{\theta}_6, \dot{\theta}_F]^T$$

$$\ddot{\theta} = [\ddot{\theta}_d, \ddot{\theta}_{h+p}, \ddot{\theta}_G, \ddot{\theta}_1, \ddot{\theta}_2, \dots, \ddot{\theta}_6, \ddot{\theta}_F]^T$$

$$F = [0, 0, 0, F_1, F_2, F_3, \dots, F_6, 0]^T \quad [T: \text{転置}]$$

ここで, m 番目シリンダに作用する合成トルク $F_m(t)$ は, フーリエ級数に展開し, 18 次まで考慮すると, 4 サイクル直列エンジンであるので,

$$F_m(t) = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot r \cdot P(\omega t - \psi_m)$$

$$\begin{aligned} & \times \left[\sin(\omega t - \psi_m) + \frac{\sin 2(\omega t - \psi_m)}{2\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega t - \psi_m)}} \right] \\ & - M_{rc} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\omega t - \psi_m) \\ & + \frac{\lambda^2 \cdot \cos 2(\omega t - \psi_m) + \sin^4(\omega t - \psi_m)}{[\lambda^2 - \sin^2(\omega t - \psi_m)]^{3/2}}] \end{aligned}$$

Table 3 Main Specifications of Equivalent Vibration Systems of the Test Engine

Number of mass	Name of mass	Moment of inertia kgm ²	Equivalent length m	Damping coefficient Nms
1	Damper	J_d	$GI/K_d \times 10^2$	C_d
2	Pulley + Housing	0.01489	21.5800	0.000
3	Gear	0.00086	24.8700	0.000
4	No.1 cylinder	0.03740	8.8002	5.100
5	No.2 cylinder	0.01929	8.8002	5.100
6	No.3 cylinder	0.03476	9.1315	5.100
7	No.4 cylinder	0.03476	8.8002	5.100
8	No.5 cylinder	0.01929	8.8002	5.100
9	No.6 cylinder	0.03474	6.9859	5.100
10	Flywheel	0.65528		

$$(GI=9.80665 \times 10^6 \text{ Nm}^2, K_d: \text{Nm/rad})$$

$$\begin{aligned} & \times \left[\sin(\omega t - \psi_m) + \frac{\sin 2(\omega t - \psi_m)}{2\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega t - \psi_m)}} \right] \\ & = a_0 + \sum a_{i/2} \cdot \sin(i/2 \cdot \omega t + \psi'_{i/2}) \\ & \quad (i=1, 2, 3, \dots, 35, 36) \end{aligned} \quad (16)$$

のようになる。式(15)より

$$\ddot{\theta} = -J^{-1} \cdot C \cdot \dot{\theta} - J^{-1} \cdot K \cdot \theta + J^{-1} \cdot F \quad (17)$$

となる。定数係数を考慮して式(17)を時間で連続微分すると、 θ の n 階導関数($n \geq 2$)は次式のようになる。

$$\theta^{(n)} = -J^{-1} \cdot C \cdot \theta^{(n-1)} - J^{-1} \cdot K \cdot \theta^{(n-2)} + J^{-1} \cdot F^{(n-2)} \quad (18)$$

つぎに、時間 t と $(t+h)$ における角変位を θ_k とつぎに、時間 t と $(t+h)$ における角変位を θ_k と θ_{k+1} 、角速度を $\dot{\theta}_k$ と $\dot{\theta}_{k+1}$ とおき θ_{k+1} および $\dot{\theta}_{k+1}$ を4階導関数まで考慮して、テイラー展開すると式(19)のようになる

$$\left. \begin{aligned} \theta_{k+1} &= \theta_k + \dot{\theta}_k h + \frac{h^2}{2!} \ddot{\theta}_k + \frac{h^3}{3!} \theta_k^{(3)} + \frac{h^4}{4!} \theta_k^{(4)} \\ \dot{\theta}_{k+1} &= \dot{\theta}_k + \ddot{\theta}_k h + \frac{h^2}{2!} \theta_k^{(3)} + \frac{h^3}{3!} \theta_k^{(4)} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

ここに、 $t=k+h$ で h はステップサイズを示す。したがって、式(18)を式(19)に連続適用し、右辺を時間 t における角変位 θ_k および角速度 $\dot{\theta}_k$ の項だけで表現し、さらに整理し、マトリックス表示すると次式をうる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}_{k+1} &= \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \end{bmatrix}_k + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F \\ \dot{F} \end{bmatrix}_F \\ &+ \begin{bmatrix} C_{11} & 0 \\ 0 & C_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{F} \\ \ddot{F} \end{bmatrix}_F \end{aligned} \quad (19)$$

ここで、推移マトリックスを構成している A_{ij} 、 B_{ij} および C_{ii} ($i=1, 2, j=1, 2$)は 10×10 の部分マトリックスである。また、これは多数の繰り返し計算をする際に、発散しないための条件、すなわち安定条件を満たし、しかも正しい解を得るための条件を満足したステップサイズ h と、Fig. 7に示した等価ねじり振動系を構成する各要素の諸元とで与えられる。

7. 実機装着実験方法および実験結果

7.1 実機装着実験方法

Table 4に示す供試エンジンを対象として、前述の推移マトリックスを導入したねじり振動計算結果に検討を加えるために、実機装着実験を行う。供試エンジンは自動車用高速直列6シリンダエンジンで、その被駆動軸側にゴム継ぎ手を介して渦電流式電気動力計が接続されている。供試エンジンのクランク軸前端部にゴムダンパを装着し、ダンパ慣性リング部およびダンパハウジング部でのねじり振動波形を電磁式ピックアップにより検出し、位相差型ねじり振動計を介してA/D変換し、パー

Table 4 Main Specifications of Test Engine

Items	Contents
Main use	Automobile
Engine form	4-cycle, In-line diesel engine
Number of cylinder	6
Bore and stroke	m 0.108 x 0.113
Total stroke volume	m ³ 0.006211
Compression ratio	18.9
Maximum output	kW/rpm 112 / 3200
Maximum torque	Nm/rpm 402 / 2000
Firing order	1-4-2-6-3-5

ソナルコンピュータに記録する。さらに、記録されたデータはFFT解析を行い、各次数振動成分ごとにわけると示す。なお、ゴム部周囲温度およびゴム内部温度の設定については、特性評価試験と同様にする。また、ゴム内部温度は、ダンパゴム部に埋め込んだC.C.熱電対の出力をスリッピングを介して取り出し、多打点式自動温度記録計で記録した。

7.2 実機装着実験結果

供試エンジンにゴムダンパを装着して、ねじり振動実験を行った結果の一例として、ゴム部温度 323 K, 343 K のゴムダンパ B, S のダンパハウジング部およびダンパゴム部の相対角変位振幅曲線を Fig. 9～Fig. 16 に実

Table 5 Experimental Conditions

Items	Value
Engine speed	r/min 1000-3200
Cooling water temperature	K 333
Lubricating oil temperature	K 333
Load	1/4

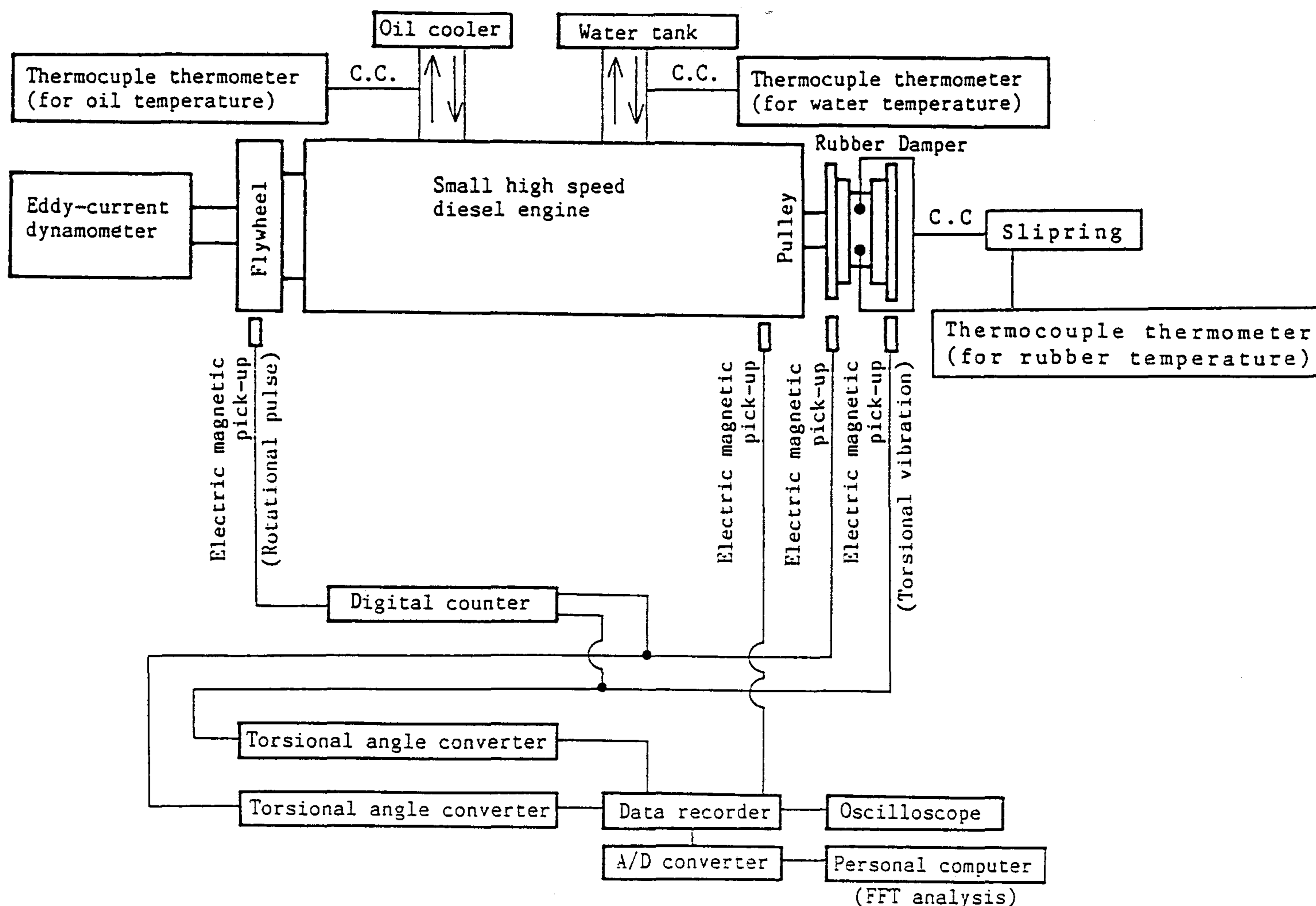
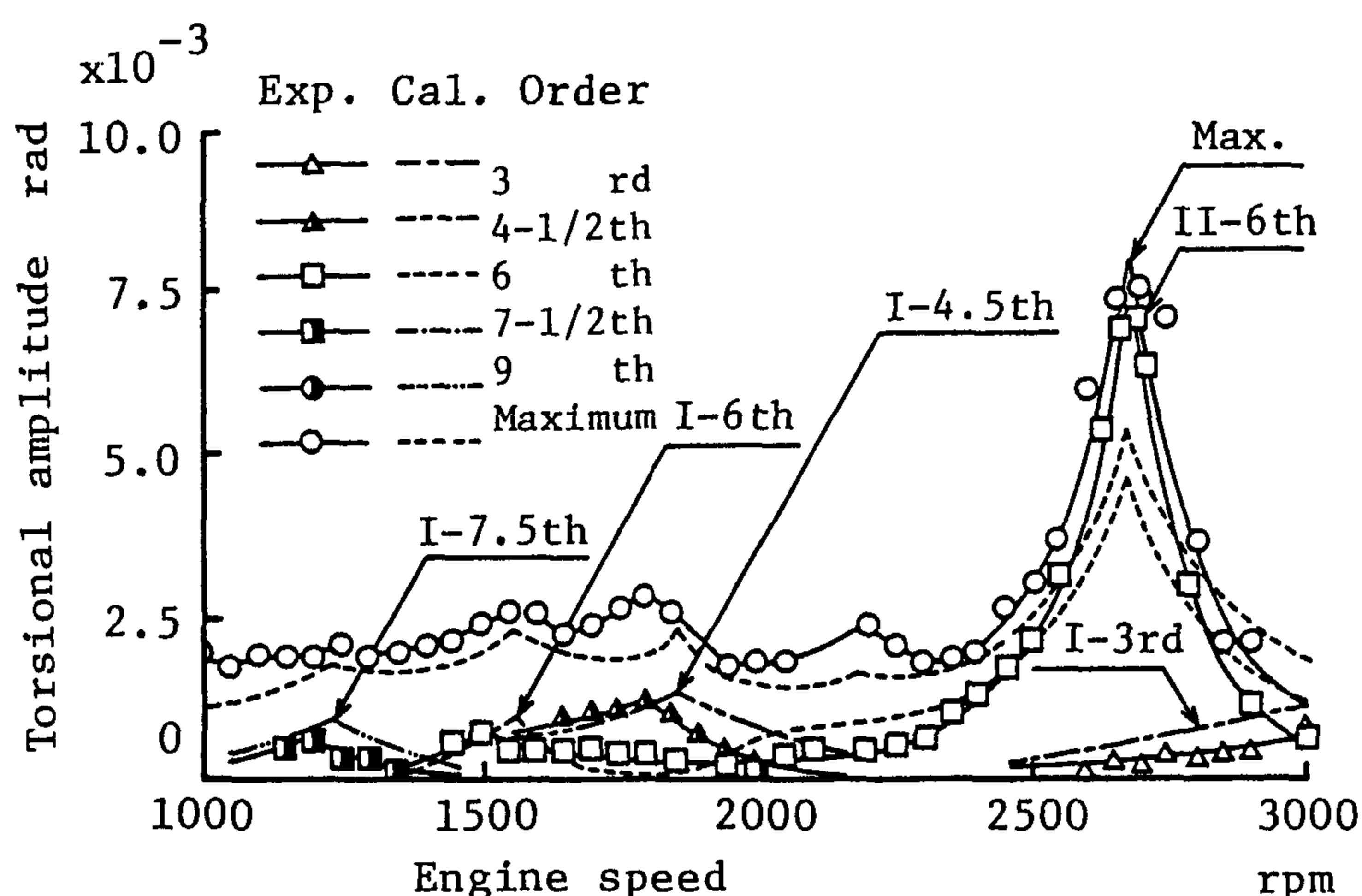
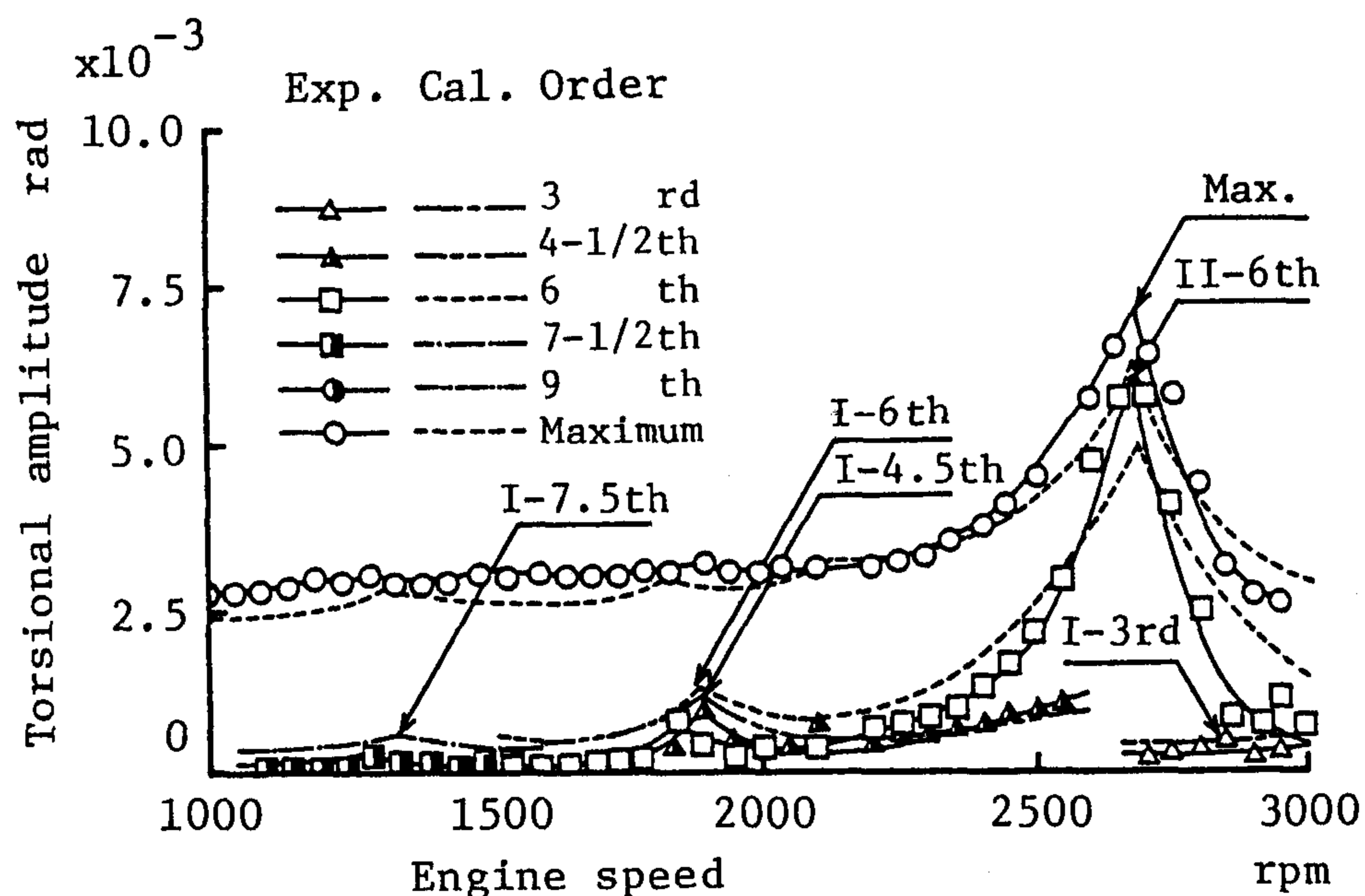


Fig. 8 System Diagram of the Engine Test for Crankshaft Torsional Vibration


 Fig. 9 Torsional Vibration Amplitude Curves of the Housing of Damper B (Temperature $T=323$ K)

 Fig. 10 Relative Torsional Amplitude Curves of the Rubber of Damper B (Temperature $T=323$ K)

線とプロットで示す。とくに、主要次数成分である6次振動の共振周波数は、同一ダンパでもゴム部の温度上昇により低下しており、その低下傾向はダンパSのほうが大きい。そして、温度の影響はI節のそれに大きく表れている。

これは、形状係数の大きいゴムダンパほど、動的特性の温度依存性が強く、共振周波数に関わる動的ねじりこわさが低下することが推定できる。この傾向は、II節振動よりI節振動に大きく表れていることから、低周波数域での影響が大きいといえる。

8. 数値計算結果と測定結果の比較検討

ダンパゴム部の温度依存性を前述した3要素マックス

ウェルモデルを採用した方法で加味できることを確認するために、ねじり振動の実測振幅と計算振幅の対比を行う。数値計算法としては、前述した推移マトリックス法を導入して、3要素マックスウェルモデルから得られるダンパの温度依存性を考慮した動的特性値を使用し、クラク軸系のねじり角変位振幅を求める。一般に、ゴムダンパ装着クラク軸系のねじり振動は、温度依存性を呈する動的ねじりこわさによって、大きく影響を受けて変化する。本研究では、Fig. 4のダンパ単体実験より得られたモデルの要素値を用いて、式(12)および(13)よりねじりこわさ $K_{d,T}$ 、減衰係数 $C_{d,T}$ を求めて、ねじり振動の計算を行った。

その計算結果の一例として破線で Fig. 9～Fig. 16に

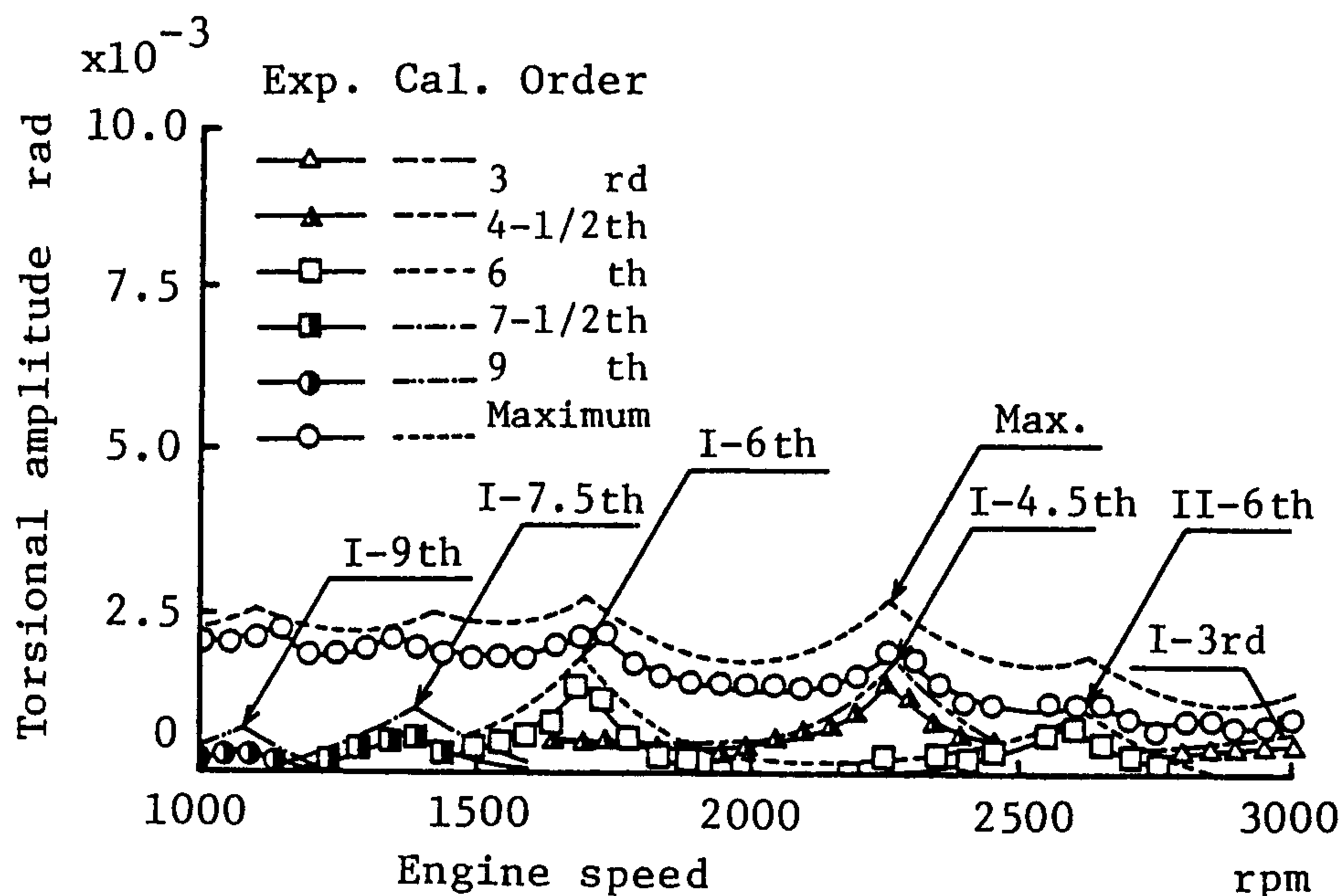


Fig. 11 Torsional Vibration Amplitude Curves of the Housing of Damper B (Temperature $T=343$ K)

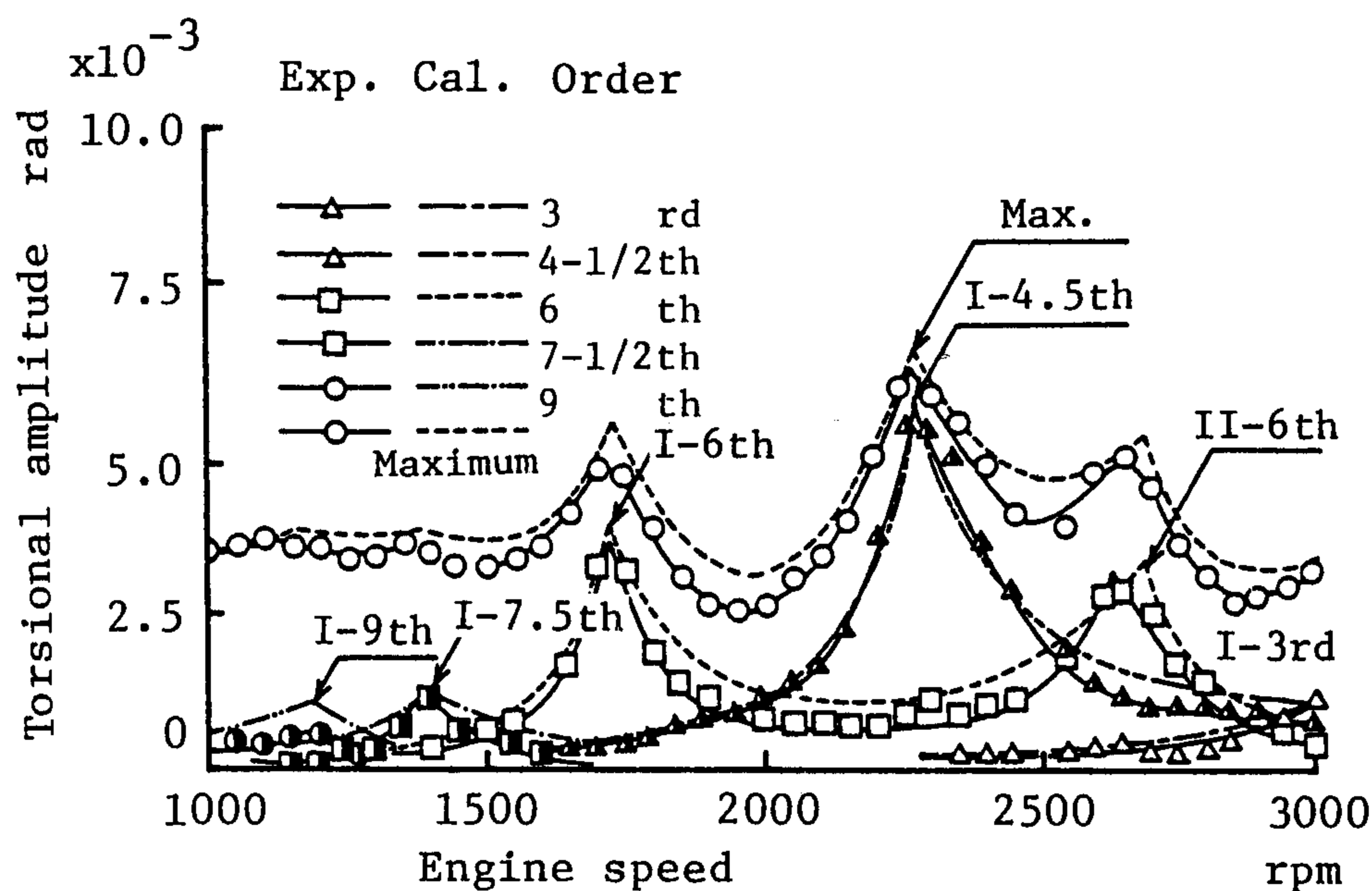


Fig. 12 Relative Torsional Amplitude Curves of the Rubber of Damper B (Temperature $T=343$ K)

実験より求められた振幅曲線と併記して示す。いずれの計算結果も実験結果とほぼよい一致がみられる。

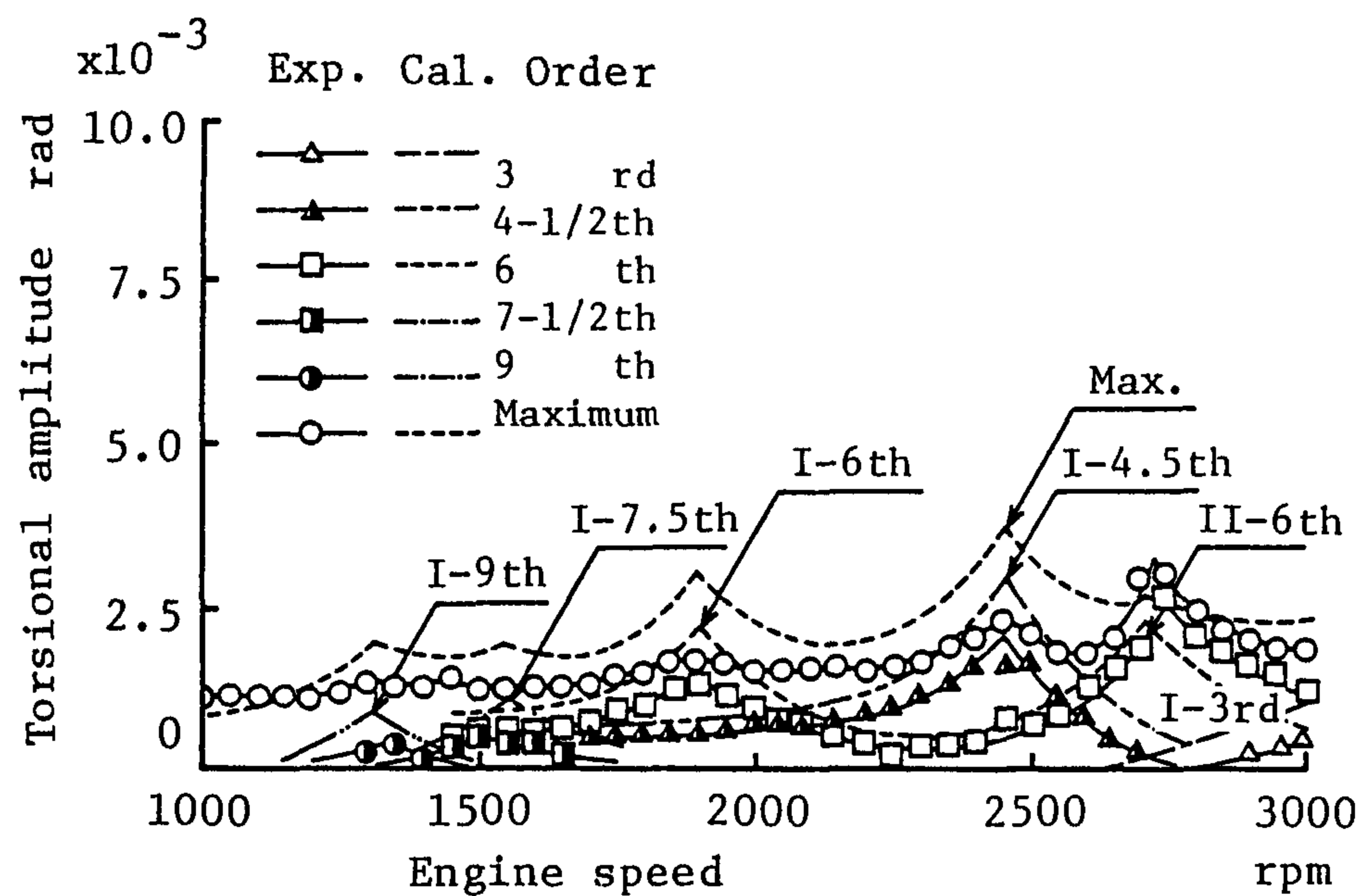
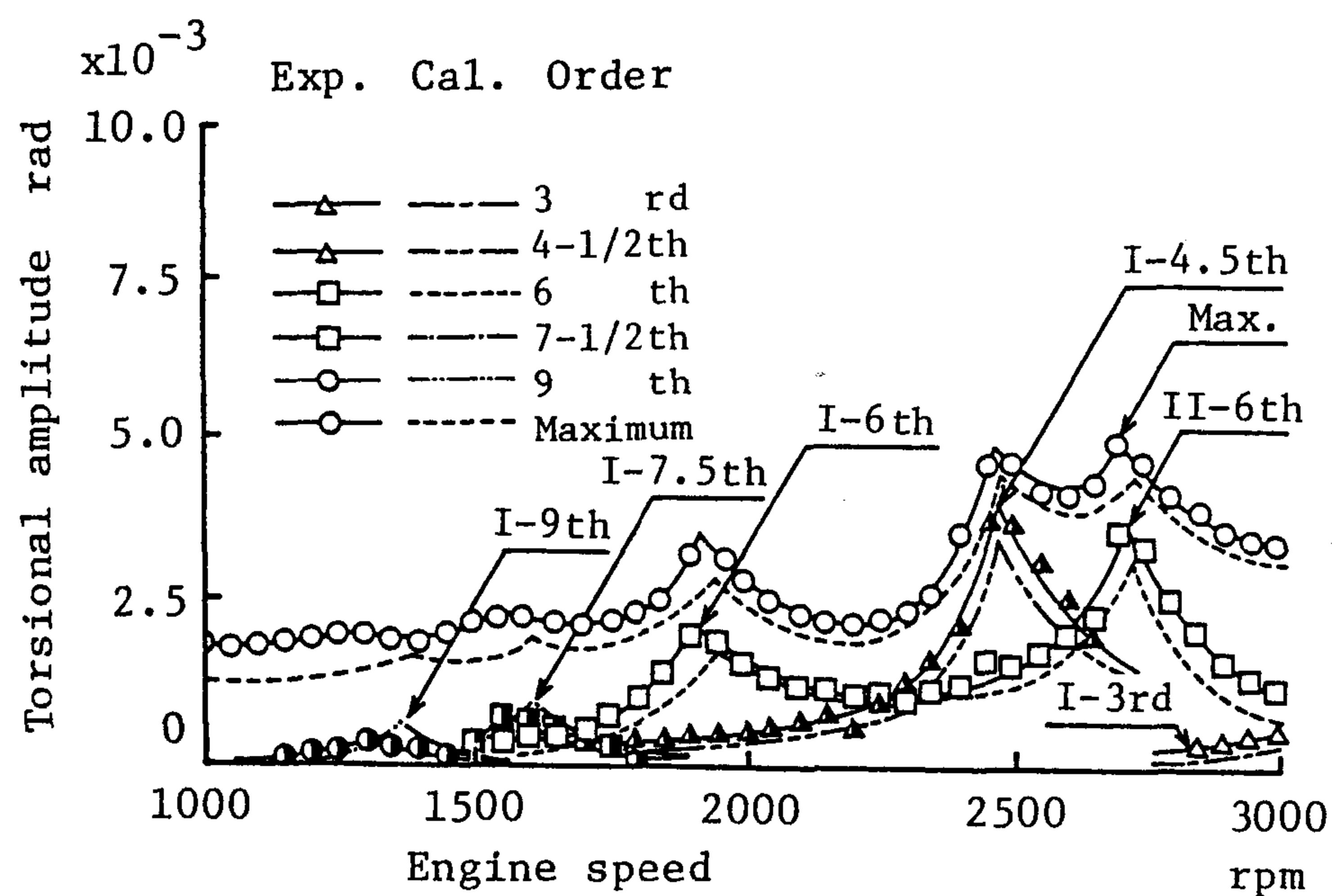
このことは、3要素マックスウェルモデルの要素値を静的試験により適切に設定すれば、この動的特性評価モデルが温度依存性についても十分表しうるものと考えられる。

9. 温度依存性を考慮した動的特性値の検討

ダンパゴム部の温度を変化させ特性評価試験（静的ねじりこわさ試験、クリープ・クリープ回復試験、応力緩和試験）を行った。その結果3要素マックスウェルモデル

でダンパゴム部の温度依存性を考慮した動的特性値を現わしうることがわかった。本章では3要素マックスウェルモデルから算出される動的特性値と実機装着試験より得られた動的特性値の比較検討を行う。前述したように3要素マックスウェルモデルから温度依存性を考慮した動的ねじりこわさ $K_{d,T}$ および減衰係数 $C_{d,T}$ は式(12)、(13)より求めることができる。また、実機装着実験ではゴムダンパ装着クランク軸系を2自由度等価振動系に置換してダンパ慣性リング部の運動方程式より次式が得られる。

$$J_d \ddot{\theta}_d + C_{d,T}(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_p) + K_{d,T}(\theta_d - \theta_p) = 0 \quad (20)$$


 Fig. 13 Torsional Vibration Amplitude Curves of the Housing of Damper S (Temperature $T=323$ K)

 Fig. 14 Relative Torsional Amplitude Curves of the Rubber of Damper S (Temperature $T=323$ K)

ここで

$$\theta_p = \theta_{p0} \exp(j\omega t)$$

$$\theta_d = \theta_{d0} \exp[j(\omega t - \phi)]$$

$$M_1 = \theta_{d0} / \theta_{p0}$$

のように定義する。上式からダンパゴム部の動的特性値である $K_{de, T}$ および減衰係数 $C_{de, T}$ は次式のようにになる。

$$K_{de, T} = \frac{J_d \cdot \omega^2 \cdot M_1 \cdot (M_1 - \cos \phi)}{M_1^2 + 1 - 2M_1 \cos \phi} \quad (21)$$

$$C_{de, T} = \frac{J_d \cdot \omega \cdot M_1 \cdot \sin \phi}{M_1^2 + 1 - 2M_1 \cos \phi} \quad (22)$$

Fig. 17 に動的特性値の比較の一例としてダンパ S につ

いて 3 要素マックスウェルモデルより得られた計算結果と実機装着実験より得られた結果とを円振動数に対するこわさの動倍率で示した。両実験値とも温度が高くなるにつれてこわさの動倍率が低下し、一定値をとらないことがわかる。また、両者の動的特性値を比較するとほぼ一致していることから 3 要素マックスウェルモデルで温度を変化させた場合の要素値を用いることで、温度依存性を考慮した動的特性値の算出が可能であることがわかる。

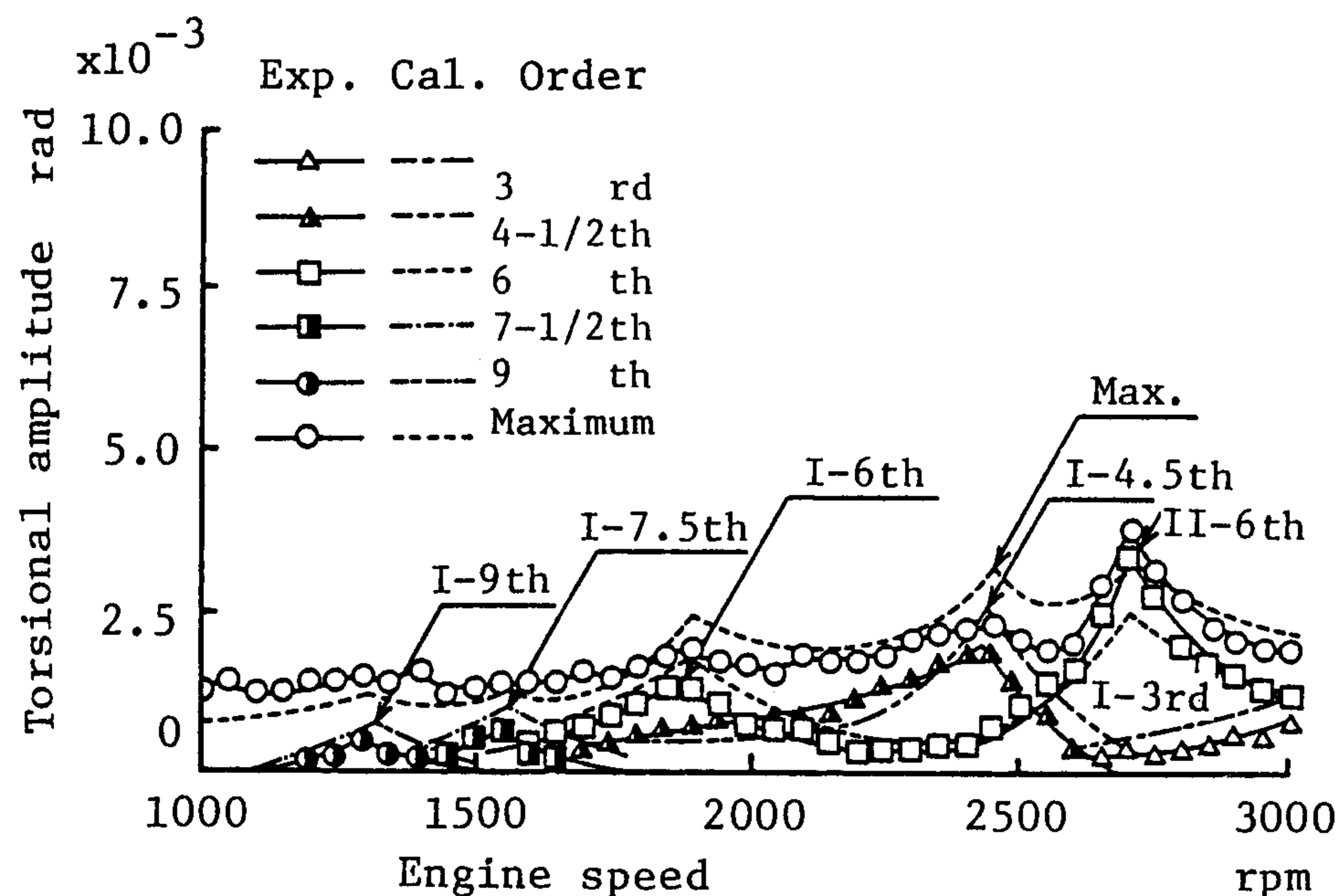


Fig. 15 Torsional Vibration Amplitude Curves of the Housing of Damper S (Temperature $T=343$ K)

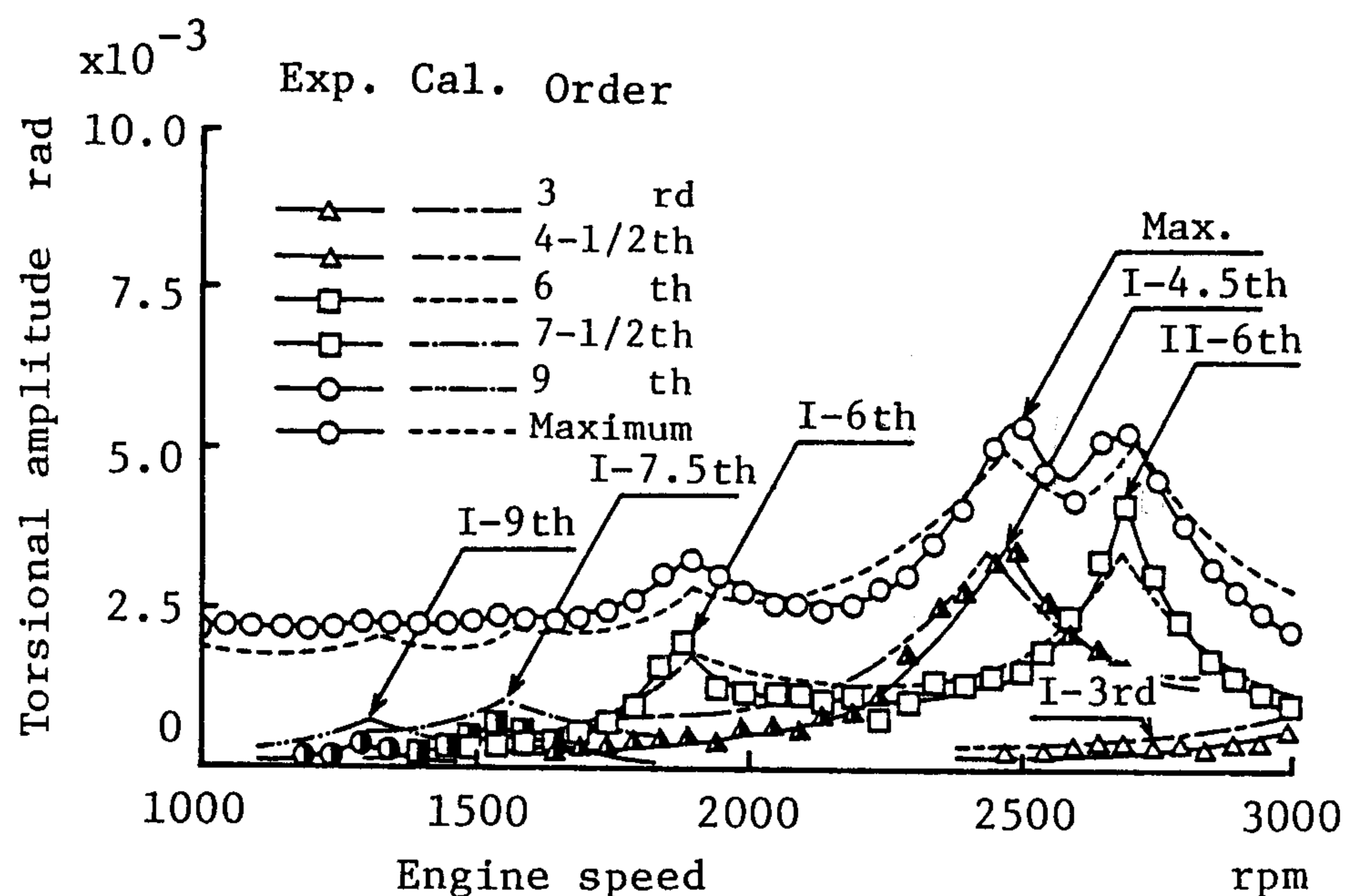


Fig. 16 Relative Torsional Amplitude Curves of the Rubber of Damper S (Temperature $T=343$ K)

10. ダンパのゴム形状と温度依存性の関係

ゴムダンパの動的特性への影響因子には、振幅、周波数をはじめとして温度がある。なかでもゴム部の温度変化の要因には、ゴムの振動吸収エネルギーによる内部発熱があげられ、これには減衰係数が大きく関わる。さらに、放熱作用は放熱面積でもあるゴムの自由表面積に関わることから、ゴム形状を示す形状係数（荷重面積/自由表面積）に影響される。すなわち、形状係数が大きく、ゴム容積の小さいダンパほど放熱作用は期待できず、ゴム部の温度上昇が大きくなり、動的特性の温度依存性を大きく呈することになる。

これについて、3要素マックスウェルモデルの要素値を考慮して検討する。モデルから算出される温度依存性を考慮した動的特性値である動的ねじりこわさ $K_{d,T}$ 、減衰係数 $C_{d,T}$ は、式(12)、(13)に示すように、3つの要素値と周波数 ω によって決定される。この式から、減衰係数は $\tau_{1,T}$ および $K_{1,T}$ が増加すると減少するが、 $K_{2,T}$ により増加する。動的ねじりこわさは、 $K_{2,T}$ の低下により減少するが、他の要素値の変化にはほとんど影響されない。また、振動周波数の増加は、減衰係数を減少させる。

したがって、ダンパ C は、温度上昇により、 $\tau_{1,T}$ が増加するが、 $K_{1,T}$ 、 $K_{2,T}$ の減少があり、とくに $K_{1,T}$ の

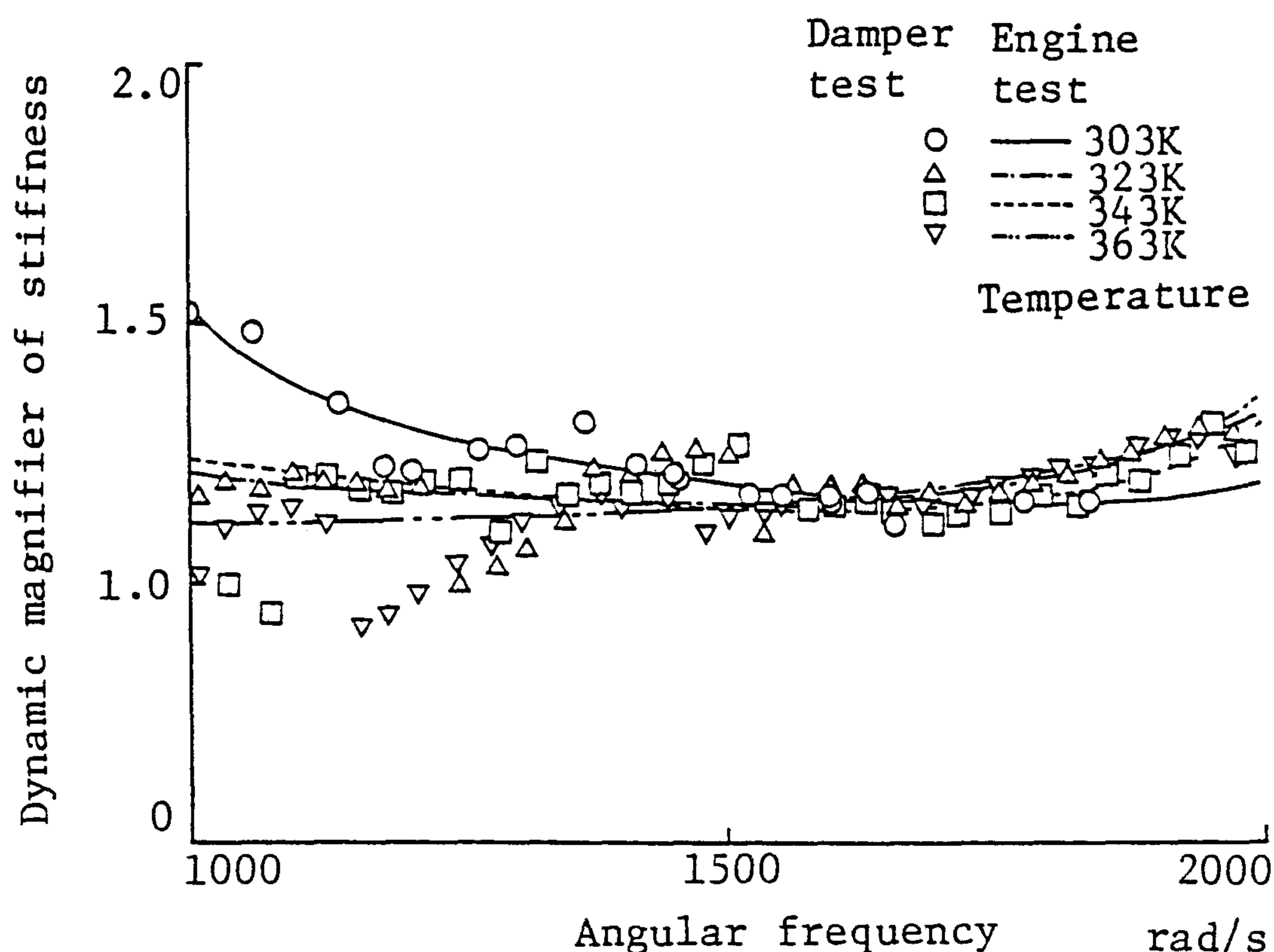


Fig. 17 Relationship Between Angular Frequency and Dynamic Magnifier of Stiffness (Damper S)

減少は共振周波数を低下させる。ダンパSは、 $\tau_{1,T}$ を除き、ダンパCと同傾向にあるが、動的特性の変化はさらに大きいことになる。ダンパAもダンパCと同傾向にあるが、ダンパCより動的特性の温度による変化は小さい。一方ダンパBは、 $K_{1,T}$ の変化は大きい、他の要素値の変化は最も少ないので、動的特性への温度の影響も小さい。

これらのことから、要素値の動的特性値に与える影響は、ねじり振動の計算結果から、動的ねじりこわさに変化を与える $K_{2,T}$ が最も大きく、動的ねじりこわさにより変化する共振周波数が減衰係数に影響する結果を得た。したがって、形状係数の大きいゴムダンパほど、温度依存性を強く呈することがわかった。さらに、形状係数の大きいゴムダンパは放熱作用が少ないので、より温度依存性を強く呈するものと考えられる。

しかし、動的特性値のうち、減衰係数とゴム形状の関係については、ゴムダンパの各要素値および共振周波数がともに変化するために、評価が難しく、要素値が単独に変化させられるゴム形状について検討し、今後の研究課題としたい。

11. ま と め

ダンパゴム部の温度依存性に起因する動的特性が与えるクランク軸系のねじり振動への影響について、ゴム形

状の異なるゴムダンパを使用して、実験と解析により追究した。その結果、ゴムダンパの動的特性の温度依存性は3要素マックスウェルモデルの要素値の温度による変化に関連することが判明した。すなわち、要素値のうち $K_{2,T}$ の影響による動的ねじりこわさの変化が、クランク軸系の共振周波数の変化を招き、減衰が変化し、クランク軸系のねじり振幅の違いとなって表れることがわかった。すなわち、形状係数の小さいゴムダンパほど、動的特性に影響するモデルの要素値の温度による変化は少なく、クランク軸系のねじり振動への影響も小さいことが確認された。

(原稿受付 平成3年10月30日)

参 考 文 献

- 1) 児玉・本田・若林・下山田：伝達マトリックス法によるせん断型ゴムダンパ装着クランク軸系の強制振動計算—第1報：ねじり振動角変位計算と計測の比較—，自動車技術会論文集，Vol. 23, No. 1 (1982)
- 2) 下山田・若林・本田・児玉ほか：高速ディーゼル機関用ゴムねじり振動ダンパの動的特性に関する補遺，国土館大学工学部紀要，No. 22, P38-44 (1989)
- 3) S. Iwamoto・K. Wakabayashi・T. Kodama: Dynamic Characteristics of Torsional Rubber Dampers in High Speed Diesel Engines, The Science

- and Engineering Reports of Saitama Univ. Series C, No. 17, P1-7 (1983)
- 4) 若林・下山田・児玉ほか：ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動に関する研究—第1報：ねじり角変位の数値計算および計測—，国士館大学工学部紀要，No. 19, P11-17 (1986)
 - 5) 児玉・下山田・若林：ゴムねじり振動ダンパ装着高速ディーゼルエンジンクランク軸系のねじり振動付加応力に関する研究，国士館大学電算センター紀要，No. 7, P1-12 (1985)
 - 6) 児玉・本田・若林・下山田ほか：伝達マトリックス法によるせん断型ゴムダンパ装着クランク軸系の強制振動計算—第1報：ねじり振動角変位計算と計測の比較—，自動車技術会1990年度秋季学術講演会前刷集，No. 902140, P1165-1168 (1990)
 - 7) 下山田・児玉・本田・若林ほか：伝達マトリックス法によるせん断型ゴムダンパ装着クランク軸系の強制振動計算—第2報：ねじり振動付加応力計算と計測の比較—，自動車技術会1990年度秋季学術講演会前刷集，No. 902141, P1.169-1.172 (1990)
 - 8) 本田・児玉・下山田・若林：防振ゴムの特性に与えるゴム硬化の影響に関する研究，自動車技術会1991年度秋季学術講演会前刷集，No. 912230, P2.205-2.208 (1991)
 - 9) 本田・斉藤・若林・児玉・下山田：推移マトリックス法によるゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動計算—第1報：特性の異なるダンパ装着時のねじり振動の評価について—，自動車技術会1989年度秋季学術講演会前刷集，No. 892149, P261-264 (1989)
 - 10) 児玉・若林・本田・斉藤・下山田：推移マトリックス法によるゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動計算—第2報：ダンパの温度依存性によるねじり振動への影響—，自動車技術会1989年度秋季学術講演会前刷集，No. 892150, P265-268 (1989)
 - 11) 本田・斎藤・若林・児玉：ゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動予測計算法に関する一考察，早稲田大学理工学研究所報告，No. 128, P43-57 (1990)
 - 12) 若林・本田・下山田・児玉：ゴムねじり振動ダンパの動的特性を考慮したクランク軸系のねじり振動角変位計算，国士館大学理工学研究所報告，No. 2, P9-24 (1990)
 - 13) Y. Honda・T. Saito・K. Wakabayashi・T. Kodama *et al*: A Simulation Method for Crankshaft Torsional Vibration by Considering Dynamic Characteristics of Rubber Dampers, 1989 SAE Noise and Vibration Conference, SAE Paper No. 891172 (1989)
 - 14) 本田・斉藤・若林・児玉・下山田：推移マトリックス法によるゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動計算—第1報：特性の異なるダンパ装着時のねじり振動の評価について—，自動車技術会論文集，No. 46, P79-84 (1990)
 - 15) 児玉・若林・本田・斉藤・下山田：推移マトリックス法によるゴムダンパ装着クランク軸系のねじり振動計算—第2報：ダンパの温度依存性によるねじり振動への影響—，自動車技術会論文集，No. 46, P85-89 (1990)
 - 16) 本田・下山田・若林・児玉：ゴム形状の異なるダンパの制振効果に関する一研究，国士館大学工学部紀要，No. 24, P1-11
 - 17) 若林・本田・斎藤・下山田・児玉：自動車用ディーゼル機関のねじり振動ゴムダンパの動的特性評価モデルについて，国士館大学工学部紀要，No. 23, P20-27 (1990)
 - 18) 若林・児玉・本田ほか：ゴム試験片によるゴムの動的特性に関する一考察，国士館大学工学部紀要，No. 22, P51-62 (1989)